

PENGHITUNGAN BEBAN KALOR PADA GEDUNG AULA UNIVERSITAS SULTAN FATAH DEMAK

Rio Bagas

Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sultan Fatah (UNISFAT)
Jl. Sultan Fatah No. 83 Demak Telp. (0291) 681024

Abstrak : Penyejaran udara merupakan usaha untuk memberikan kenyamanan dan kesegaran kerja , oleh karena itu terutama didaerah beriklim tropis penyejaran udara merupakan suatu kebutuhan lazim yang tidak lagi mengandung arti kemewahan , akan tetapi seiring menipisnya sumber daya energi dan masa meggunakan energi yang murah sudah berakhir maka sistim pendinginan haruslah menggunakan energi yang seefektif mungkin , penghematan energi haruslah menjadi prioritas utama dalam setiap perancangan sistim pendinginan , adanya kenyataan tersebut mutlak diperlukan penghitungan dan perancangan beban kalor pada ruangan yang akan dikondisikan udaranya dengan demikian penggunaan energi pada sistim penyejaran udara dapat efisien , efektif sekaligus ekonomis .

Kata kunci : Penyejaran udara , energi , sistim pendinginan , beban kalor

PENDAHULUAN

Kota Demak dengan letak geografis 6° Lintang Selatan dan 111° Bujur Timur Dengan ketinggian permukaan tanah dari permukaan air laut (sudut elevasi) wilayah Kabupaten Demak terletak mulai dari 0 sampai dengan 100 m menurut data BMKG Jawa Tengah Temperatur bola kering maksimum mencapai 34,5 °C terjadi pada puncak musim kemarau bulan Agustus , pada temperature puncak yang sepanjang ini tentu manusia merasa kurang nyaman apabila beraktivitas didalam ruangan tanpa adanya sistim pengkondisian udara didalamnya . Akan tetapi adanya kenyataan bahwa semakin menipisnya cadangan sumber energi minyak bumi yang berimplikasi pada harga yang harus di bayar untuk kenyamanan tersebut dan

pada akhirnya memaksa setiap sistim pendinginan untuk menghitung beban kalor dengan seteliti mungkin yang pada akhirnya bisa diperoleh harga keekonomian pada supply energi yang seefektif mungkin.

Karena masih langkanya buku yang membahas secara lengkap perhitungan beban kalor pada sistim pendinginan maka Pada penghitungan dan perancangan beban kalor di gedung aula UNISFAT ini penulis banyak menggunakan referensi dari buku Carrier Handbook of Air Conditioning System Design yang mengadopsi sistim satuan British penulis juga mengucapkan banyak terima kasih kepada para mahasiswa yang telah membantu dalam melakukan pengukuran dimensi dari ruangan aula tersebut .

Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui kapasitas efektif pendinginan pada gedung aula UNISFAT yang harus disediakan oleh mesin pendingin sehingga diperoleh daya energi listrik yang seekonomis mungkin.

Manfaat Penelitian

Adapun manfaat dari penelitian ini diharapkan bisa memberi bahan masukan bagi UNISFAT apabila dimasa mendatang berencana memberikan sistim penyegaran udara digedung aula tersebut .

Metode Penelitian

1. Studi Literatur , dilakukan dengan mencari dasar-dasar teori yang bisa digunakan untuk memecahkan masalah yang dihadapi.
2. Survei lapangan, melakukan pengukuran langsung terhadap dimensi ruangan dari gedung aula UNISFAT

TINJAUAN PUSTAKA

1. *Air Conditioning*

Pengkondisian Udara adalah suatu alat untuk mengubah kondisi udara dari temperatur dan kelembaban yang tinggi ke yang lebih rendah, sehingga nantinya dapat membuat keadaan disekelilingnya menjadi lebih nyaman, yaitu dengan

mengatur temperatur, kelembaban udara, sirkulasi udara dan distribusi udara bersih secara simultan (bersamaan) di dalam suatu ruangan. Hal-hal yang berhubungan dengan pengaturan tersebut adalah :

a. Suhu Udara (temperatur)

Dimana proses yang terjadi pada pengaturan suhu udara (temperatur) adalah sebagai berikut:

- Udara dingin mempercepat proses konveksi dan udara panas memperlambat proses konveksi.
- Udara dingin membuat suhu permukaan sekeliling menjadi lebih rendah, sehingga menambah proses radiasi.
- Udara panas menaikkan suhu sekeliling, sehingga mengurangi proses radiasi.

b. Gerakan Udara

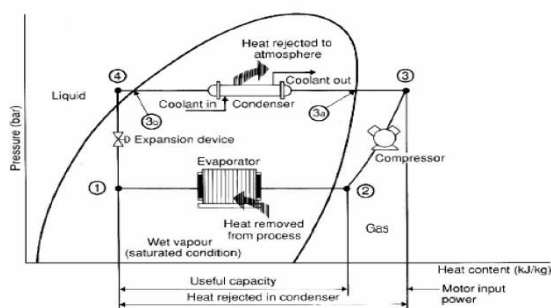
Gerakan Udara adalah kemampuan untuk mengeluarkan atau memberikan panas ke sekelilingnya, dan bila gerakan udara bertambah maka akan terjadi:

- Jumlah proses penguapan dari pembuangan panas di tubuh manusia bertambah, karena uap air di sekitar tubuh di serap dengan cepat.
- Proses konveksi bertambah, karena lapisan udara di sekitar tubuh di serap lebih cepat.

- Proses radiasi mempunyai kecepatan yang cenderung naik, karena panas pada sekeliling tubuh manusia di buang dengan kecepatan yang lebih cepat.

2. Prinsip Dasar Sistem Pendinginan Udara

Untuk lebih mudah memahami prinsip kerja dari sistem pendingin udara, perhatikanlah gambar dibawah ini



Gambar 1 : prinsip kerja sistem pendingin udara

1 – 2. Cairan refrigeran dalam *evaporator* menyerap panas dari sekitarnya, biasanya udara, air atau cairan proses lain. Selama proses ini cairan merubah bentuknya dari cair menjadi gas, dan pada keluaran *evaporator* gas ini diberi pemanasan berlebih/*superheated gas*.

2 – 3. Uap yang diberi panas berlebih masuk menuju kompresor dimana tekanannya dinaikkan. Suhu juga akan meningkat, sebab bagian energi yang menuju proses kompresi dipindahkan ke refrigeran.

3 – 4. *Superheated gas* bertekanan tinggi lewat dari kompresor menuju kondenser.

Bagian awal proses refrigerasi (3-3a) menurunkan panas *superheated gas* sebelum gas ini dikembalikan menjadi bentuk cairan (3a-3b). Refrigerasi untuk proses ini biasanya dicapai dengan menggunakan udara atau air. Penurunan suhu lebih lanjut terjadi pada pekerjaan pipa dan penerima cairan (3b - 4), sehingga cairan refrigeran didinginkan ke tingkat lebih rendah ketika cairan ini menuju alat ekspansi.

4 - 1 Cairan yang sudah didinginkan dan bertekanan tinggi melintas melalui peralatan ekspansi, yang mana akan mengurangi tekanan dan mengendalikan aliran menuju Kondenser harus mampu membuang panas gabungan yang masuk *evaporator* dan kondenser.

Dengan kata lain: $(1 - 2) + (2 - 3)$ harus sama dengan $(3 - 4)$. Melalui alat ekspansi tidak terdapat panas yang hilang maupun yang diperoleh.

3. Pengkajian Refrigerasi

a. TR

TR didefinisikan sebagai:

- TR: Efek refrigerasi yang dihasilkan ditentukan besarnya sebagai ton refrigerasi, juga disebut sebagai “*tonase chiller*”.

$$\bullet \quad TR = Q \times C_p \times (T_i - T_o) / 3024$$

Dimana:

Q = laju aliran massa pendingin (kg/jam).

C_p = panas jenis pendingin (kKal /kg $^{\circ}\text{C}$).
 T_i = suhu masuk *evaporator (chiller)* ($^{\circ}\text{C}$)
 T_o = suhu keluar *evaporator (chiller)* ($^{\circ}\text{C}$)
 1 TR refrigerasi = 3024 kKal/jam panas yang dibuang

b. Pemakaian Daya Spesifik

Pemakaian daya spesifik kW/TR merupakan indikator yang bermanfaat dari kinerja sistim refrigerasi. Dengan mengukur tugas refrigerasi yang ditampilkan dalam TR dan input kW, kW/TR digunakan sebagai indikator kinerja energi.

Dalam sistim *chilled water* terpusat, daya juga dipakai oleh pompa refrigeran *chilled water* (sekunder), pompa air kondenser (untuk pembuangan panas ke menara pendingin) dan fan pada menara pendingin. Secara efektif, pemakaian energi keseluruhan merupakan penjumlahan dari:

- Kompresor kW
- Pompa air dingin kW
- Pompa air kondenser kW
- Fan menara pendingin kW, untuk menara induksi/ *forced draft*

kW/TR, atau pemakaian spesifik energi untuk keluaran tertentu TR adalah jumlah dari:

- Kompresor kW/TR
- Pompa *chilled water* kW/TR
- Pompa air kondenser kW/TR
- Fan menara pendingin kW/TR

c. Koefisien Kinerja/ *Coefficient of Performance (COP)*

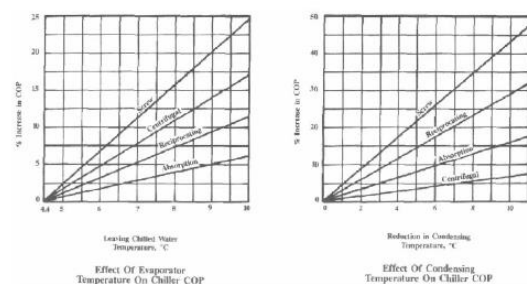
Koefisien Kinerja teoritis (Carnot), ($\text{COP}_{\text{Carnot}}$, ukuran standar efisiensi refrigerasi bagi sistim refrigerasi yang ideal) tergantung pada dua kunci sistim suhu: suhu *evaporator* T_e dan suhu kondenser T_c . COP diberikan sebagai:

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = T_e / (T_c - T_e) \dots\dots\dots 1$$

Pernyataan di atas mengindikasikan bahwa $\text{COP}_{\text{Carnot}}$ yang tinggi dicapai dengan suhu *evaporator* tinggi dan suhu kondenser yang rendah. Namun $\text{COP}_{\text{Carnot}}$ hanyalah merupakan perbandingan suhu, dan tanpa mempersulit jenis kompresornya. Jadi COP yang biasanya digunakan dihitung sebagai berikut:

$$\text{COP} = \frac{\text{Cooling effect (kW)}}{\text{Power input to compressor (kW)}} \dots\dots\dots 2$$

Dimana pengaruh refrigerasi merupakan perbedaan entalpi yang melintasi *evaporator* dan dinyatakan dengan kW.



Gambar 2 : Pengaruh suhu pengembunan dan suhu *evaporator* pada *chiller* (Biro Efisiensi Energi, 2004)

d. Pengkajian terhadap Penyejuk Udara AC

Untuk unit penyejuk udara AC, aliran udara pada Unit Kumparan Fan/ *Fan Coil Units* (FCU) Unit *Handling Udara/ Air Handling Unit* (AHU) dapat diukur dengan menggunakan anemometer. Suhu *dry bulb* dan *wet bulb* diukur pada jalur masuk dan keluar di AHU atau di FCU dan beban refrigerasi pada TR dikaji sebagai:

$$TR = \frac{Q \cdot \rho \cdot (h_{in} - h_{out})}{3024} \dots\dots\dots 4$$

Dimana:

Q = aliran udara (m³/jam)

ρ = masa jenis udara (kg/m³)

h_{in} = entalpi udara masuk (kKal/kg)

h_{out} = entalpi udara keluar (kKal/kg)

Penggunaan grafik *psychometric* dapat membantu menghitung h_{in} dan h_{out} dari nilai suhu *dry bulb* dan *wet bulb* yang diukur selama percobaan dengan menggunakan *psychometer*.

Pengukuran energi pada kompresor, pompa, fan AHU, fan menara pendingin dapat dilakukan dengan alat analisis beban *portable*. Perkiraan beban penyejuk AC dapat dilakukan dengan penghitungan berbagai beban panas, sensibel dan laten, berdasar pada parameter udara masuk dan keluar, faktor pemasukan udara, aliran udara, jumlah orang dan jenis bahan yang disimpan.

Indikasi profil beban TR untuk penyejuk udara AC adalah sebagai berikut:

- Kabin kantor ukuran kecil = 0,1 TR/m²
- Kantor ukuran sedang, yang ditempati oleh 10 – 30 orang dengan penyejuk AC terpusat = 0,06 TR/m²
- Komplek perkantoran gedung bertingkat yang besar dengan penyejuk AC terpusat = 0,04 TR/m²

DATA PERENCANAAN

Lokasi perhitungan beban kalor adalah gedung aula Universitas Sultan Fatah Demak dengan data lokasi :

- (1) lokasi bangunan : kota Demak
- (2) Jenis bangunan : ruang pertemuan
- (3) Letak Lintang : 6° Lintang selatan
- (4) Letak bujur : 111° Bujur Timur

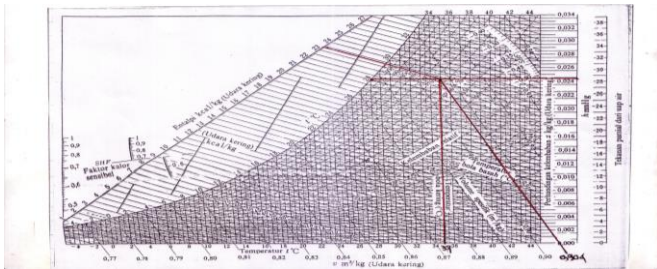
Menurut data dari BMKG Jawa tengah , bahwa bulan terpanas adalah bulan Agustus dengan perincian data :

- 1) Kelembaban relative rata – rata (RH rata – rata) : 67 %
- 2) Temperatur bola kering maksimum (Tdb maks) : 34,5 °C = 94,1 °F
- 3) Temperatur bola kering minimum (Tdb min) : 18,8 °C = 65,84 °F
- 4) Kecepatan angin maksimum (V maks) : 7,6 Km / jam

Dari diagram psikrometrik didapatkan

- 5) Temperatur bola basah (Twb) : 29.4 °C = 84,92 °F

- 6) Temperatur titik pengembunan (Tdb) : $28^{\circ}\text{C} = 82,4^{\circ}\text{F}$
- 7) Entalpi (h) : $23,3 \text{ Kcal / kg}$
- 8) Perbandingan kelembaban (Hr) : $0,02425$
- 9) Volume spesifik (Vs) : $0,904 \text{ m}^3 / \text{kg}$



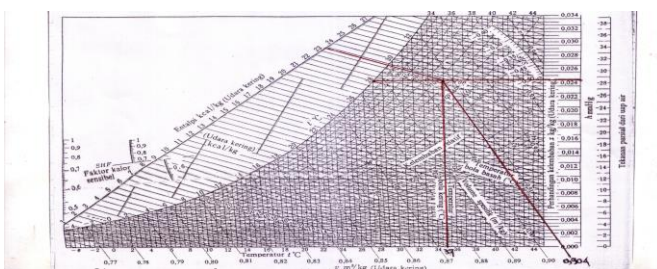
Gambar 3 : Kondisi luar ruangan pada diagram psikrometrik

Kondisi udara yang direncanakan di dalam aula sebagai berikut :

- 1) Temp ruangan (Tr) : $25^{\circ}\text{C} = 77^{\circ}\text{F}$
- 2) Kelembaban relatif (Hr) : 55%

Dari diagram Psikrometrik didapatkan :

- 3) Temp bola basah (Twb) : $18,5^{\circ}\text{C} = 63,5^{\circ}\text{F}$
- 4) Temp titik pengembunan (Tdp) : $15,33^{\circ}\text{C} = 59,59^{\circ}\text{F}$
- 5) Entalpi (h) : $12,6 \text{ Kcal / kg}$
- 6) Perbandingan kelembaban (Hr) : $0,0105$
- 7) Vulume specific (Vs) : $0,0859 \text{ m}^3/\text{kg}$

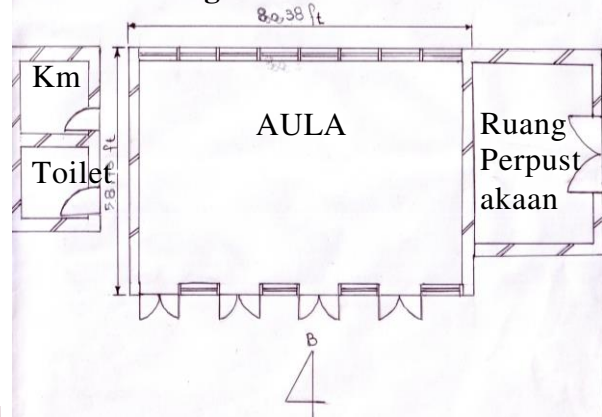


Gambar 4 Kondisi dalam ruangan pada diagram psikrometrik

Kondisi Ruang Aula Unisfat

- 1) Luas lantai = luas langit² $4720,72 \text{ ft}^2$
- 2) Tinggi dinding $15,9 \text{ ft}^2$
- 3) Volume bangunan total 75059 ft^3
- 4) Tebal dinding $0,6 \text{ ft}$
- 5) Luas total jendela kaca sebelah Barat 387 ft^2
- 6) Luas total jendela kaca Sebelah Timur $193,5 \text{ ft}^2$
- 7) Luas kaca total 580 ft^2
- 8) Luas total pintu sebelah Timur $180,96 \text{ ft}^2$
- 9) Luas dinding seb Barat 891.9 ft^2
- 10) Luas dinding seb. Selatan $934,50 \text{ ft}^2$
- 11) Luas dinding seb. Utara $934,50 \text{ ft}^2$
- 12) Luas dinding seb Timur $904,44 \text{ ft}^2$
- 13) Penerangan dengan lampu pijar 60 W ; 10 lampu
- 14) Penerangan dengan lampu neon 20 W ; 16 neon
- 15) Kapasitas maksimum 500 orang
- 16) Sound system 5000 W

Denah Ruang Aula



Gambar 5 : Denah Ruang Aula

Bagian yang terkena matahari langsung :

Sebelah Timur = 4 Pintu ; 4 Jendela kaca

Sebelah Barat = 4 Jendela kaca

Beban Pendinginan Dari Luar Ruangan

1) Akibat transmisi panas matahari melalui atap dan langit ² dengan persamaan $Q = A \cdot U_r \cdot \Delta T_e$

Dimana :

Q_r = panas akibat sinar matahari (BTU/hr)

A = Luas atap / langit ² (ft²)

U_r = koefisien perpindahan panas atap dan langit ² (BTU / hr ft² °F)
= 0,22 (BTU / hr ft² °F)

ΔT_e = selisih temperature equivalent (°F)

Dari pengukuran, A atap : 4720,7 ft²

Untuk mencari selisih temperature equivalent (ΔT_e) digunakan rumus untuk medium color (Carrier, 1965, hal. 64), dari perhitungan didapat $\Delta T_e = 25,53$ °F

Jadi beban pendinginan akibat perpindahan panas melalui transmisi atap dan langit ² adalah :


$$\begin{aligned} Q_r &= A \cdot U_r \cdot \Delta T_e \\ &= 4720,72 \times 0,22 \times 25,53 \text{ Btu / hr} \\ &= 26514,39 \text{ Btu / hr} \end{aligned}$$

Tabel 1 : Transmission Coefficient U-Pitched Roofs

FOR HEAT FLOW DOWN—SUMMER. FOR HEAT FLOW UP—WINTER (See Equation at Bottom of Page)

Btu/(hr) (sq ft projected area) (deg F temp diff)

All numbers in parentheses indicate weight per sq ft. Total weight per sq ft is sum of component materials.

PITCHED ROOFS		CEILING										
		None	3/4" Wood Panel (2)	3/4" Gypsum Board (Plaster Board) (2)	Metal Lath Plastered		3/4" Gypsum or Wood Lath Plastered		Insulating Board Plain or 1/2" Sand Agg Plastered		Acoustical Tile on Furring or 3/4" Gypsum	
					3/4" Sand Plaster (7)	3/4" Lt Wt Plaster (3)	1/2" Sand Plaster (5)	1/2" Lt Wt Plaster (2)	1/2" Board (2)	1" Board (4)	1/2" Tile (2)	3/4" Tile (3)
EXTERIOR SURFACE	SHEATHING											
Asphalt Shingles, (2)	Bldg paper on 3/4" plywood (2)	.51	.27	.30	.32	.29	.29	.28	.22	.17	.23	.21
	Bldg paper on 7/8" wood sheathing (3)	.30	.23	.26	.27	.25	.25	.24	.20	.16	.21	.19
Asbestos-Cement Shingles (3) or Asphalt Roll Roofing (1)	Bldg paper on 3/4" plywood (2)	.59	.28	.34	.37	.33	.33	.31	.25	.18	.25	.22
	Bldg paper on 7/8" wood sheathing (3)	.45	.25	.29	.31	.28	.28	.27	.22	.17	.22	.20
Slates (8) Tile (10) or Sheet Metal (1)	Bldg paper on 3/4" plywood (2)	.64	.29	.36	.38	.34	.35	.47	.26	.19	.26	.23
	Bldg paper on 7/8" wood sheathing (3)	.48	.25	.29	.31	.28	.28	.27	.22	.17	.23	.20
Wood Shingles (2)	Bldg paper on 1" x 4" strips (1)	.53	.26	.31	.33	.30	.30	.28	.23	.17	.24	.21
	Bldg paper on 3/4" plywood (2)	.41	.23	.27	.29	.26	.27	.25	.21	.16	.21	.19
	Bldg paper on 7/8" wood sheathing (3)	.34	.21	.24	.25	.23	.23	.22	.19	.15	.19	.17

Equations: Summer (Heat Flow Down) Heat Gain, Btu/hr = (horizontal projected area, sq ft) × (U value) × (equivalent temp diff, Table 20).
Winter (Heat Flow Up) Heat Loss, Btu/hr = (horizontal projected area, sq ft) × (U value × 1.1) × (outdoor temp — inside temp).

*For addition of air spaces or insulation for above roofs, refer to Table 31, page 75.

(Carrier , 1965 tabel 28 hal 77)

Beban Pendinginan Akibat Perpindahan Panas Dinding Luar

Dinding di buat dengan bahan batu bata (Common brick) yang dipilester



halus pada bagian dalam dan luar dari penampang ini bisa ditentukan koefisien perpindahan panas menyeluruh

$$U_w = 0,33 \text{ (BTU / hr ft}^2 \text{ °F)}$$

Tabel 2 : Transmission Coefficient U-Masonry veneer Walls

FOR SUMMER AND WINTER
Btu/(hr) (sq ft) (deg F temp diff)

All numbers in parentheses indicate weight per sq ft. Total weight per sq ft is sum of wall and finishes.

EXTERIOR FINISH	BACKING	THICK- NESS (inches) and WEIGHT (lb per sq ft)	INTERIOR FINISH									
			None	Gypsum Board (Plaster Board) (2)	1/2" Plaster on Wall		Metal Lath Plastered on Furring		3/8" Gypsum or Wood Lath Plastered on Furring		Insulating Board Plain or Plastered on Furring	
					Sand App (6)	Lt Wt App (3)	1/2" Plaster(2)	3/8" Plaster(2)	1/2" Plaster(2)	3/8" Plaster(2)	1/2" Board (2)	1" Board (4)
	Concrete	4 (20) 12 (53)	.41 .31	.37 .30	.39 .30	.35 .28	.28 .23	.26 .21	.25 .21	.21 .18	.16 .14	
	Block (Cinder Ass)	4 (20) 12 (53)	.35 .28	.32 .26	.34 .27	.31 .25	.25 .21	.23 .20	.22 .19	.19 .17	.15 .13	
	(Lt Wt Ass)	4 (17) 12 (43)	.35 .28	.32 .26	.34 .27	.31 .25	.25 .21	.23 .20	.22 .19	.19 .17	.15 .13	
	(Sand & Gravel Ass)	4 (23) 8 (43) 12 (63)	.45 .41 .38	.44 .37 .35	.46 .39 .37	.41 .35 .32	.32 .28 .26	.29 .26 .25	.29 .26 .25	.27 .25 .25	.22 .21 .20	.17 .16 .15
4" Stone (50)	Hollow Clay Tile	4 (16) 8 (30) 12 (40)	.41 .31 .26	.37 .29 .23	.39 .30 .28	.35 .28 .24	.26 .23 .20	.26 .22 .19	.25 .22 .19	.21 .18 .16	.16 .14 .13	
	Concrete (Lt Wt Ass)	4 (26) 8 (37) 12 (47)	.35 .27 .22	.31 .23 .21	.34 .27 .22	.31 .25 .21	.25 .21 .18	.23 .20 .17	.22 .19 .16	.19 .16 .14	.15 .13 .12	
	Precast Concrete (Sand Ass)	4 (27) 8 (39) 12 (51)	.40 .35 .31	.33 .28 .25	.36 .31 .28	.33 .28 .25	.26 .23 .20	.26 .23 .20	.25 .22 .19	.21 .18 .15	.17 .14 .12	
	Common Brick	4 (20) 8 (37) 12 (53)	.49 .36 .28	.42 .33 .26	.45 .35 .27	.41 .32 .25	.29 .22 .21	.29 .21 .20	.27 .20 .19	.22 .17 .13	.16 .13 .10	
	Concrete Block (Cinder Ass)	4 (20) 8 (37) 12 (53)	.36 .29 .28	.33 .28 .26	.35 .29 .27	.32 .25 .21	.26 .22 .20	.24 .21 .20	.23 .20 .19	.19 .17 .13	.15 .12 .10	
	(Lt Wt Ass)	4 (17) 8 (32) 12 (43)	.32 .27 .25	.29 .24 .23	.30 .25 .23	.28 .23 .21	.23 .20 .19	.22 .20 .19	.21 .19 .18	.18 .17 .13	.14 .13 .10	
	(Sand & Gravel Ass)	4 (23) 8 (43) 12 (63)	.42 .36 .34	.38 .33 .31	.40 .35 .33	.36 .32 .30	.29 .26 .24	.29 .26 .24	.27 .24 .23	.25 .22 .19	.21 .18 .15	
	Hollow Clay Tile	4 (16) 8 (30) 12 (40)	.41 .31 .26	.37 .29 .23	.39 .30 .28	.35 .28 .24	.26 .23 .20	.26 .22 .19	.25 .21 .18	.21 .18 .16	.16 .14 .13	
4" Concrete Block (23)	Concrete (Lt Wt Ass)	4 (26) 8 (37) 12 (47)	.35 .27 .22	.31 .23 .21	.34 .27 .22	.31 .25 .21	.25 .21 .18	.23 .20 .17	.22 .19 .16	.19 .16 .14	.15 .13 .12	
	Precast Concrete (Sand Ass)	4 (27) 8 (39) 12 (51)	.40 .35 .31	.33 .28 .25	.36 .31 .28	.33 .28 .25	.26 .23 .20	.26 .23 .20	.25 .22 .19	.21 .18 .15	.17 .14 .12	
	Common Brick	4 (20) 8 (37) 12 (53)	.49 .36 .28	.42 .33 .26	.45 .35 .27	.41 .32 .25	.29 .22 .21	.29 .21 .20	.27 .20 .19	.22 .17 .13	.16 .13 .10	
	Concrete Block (23) (Sand Ass)	4 (27) 8 (39) 12 (51)	.40 .35 .31	.33 .28 .25	.36 .31 .28	.33 .28 .25	.26 .23 .20	.26 .23 .20	.25 .22 .19	.21 .18 .15	.17 .14 .12	
8" Stone (100)	Common Brick	4 (20) 8 (37) 12 (53)	.49 .36 .28	.42 .33 .26	.45 .35 .27	.41 .32 .25	.29 .22 .21	.29 .21 .20	.27 .20 .19	.22 .17 .13	.16 .13 .10	

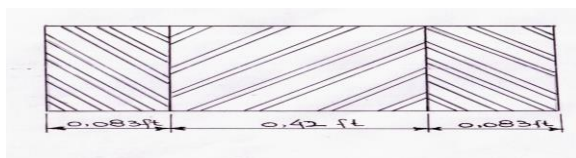
Equations: Heat Gain, Btu/hr = (Area, sq ft) × (U value) × (equivalent temp diff, Table 19)

Heat Loss, Btu/hr = (Area, sq ft) × (U value) × (outdoor temp - inside temp)

*For addition of insulation and air spaces to walls, refer to Table 31, page 75.

1958 ASHRAE Guide

(Carrier , 1965 tabel 22 hal 67)



Gambar 6 : Penampang dinding

1) Untuk dinding yang terkena matahari langsung $Q_w = A \cdot U_w \cdot \Delta T_e$ (Carrier , 1965 hal 59)

Dimana :

a) A = luas dinding (ft^2) dari pengukuran didapat luas dinding yang terkena sinar matahari langsung:

Sebelah timur = 904,44 ft^2

Sebelah Barat = 891.9 ft^2

Luas total dinding Timur + Barat = 1796,34 ft^2

b) Untuk mencari selisih temperature equivalent (ΔT_e) digunakan rumus untuk

Light color (Carrier, 1965, hal. 64) dari perhitungan didapat $\Delta T_e = 0,932$ °F

Jadi beban pendinginan akibat perpindahan panas melalui dinding yang terkena matahari langsung adalah

$$\begin{aligned} Q_w &= A \cdot U_w \cdot \Delta T_e \\ &= 1796,34 \times 0,33 \times 0,932 \\ &= 552,48 \text{ Btu / hr} \end{aligned}$$

2) Untuk dinding yang terkena bayangan, selisih temperature equivalent digunakan tabel 19 pada North Shade (Carrier, 1965, hal.64).

$\Delta T_e = 0,9$ °F dari pengukuran didapat luas dinding yang terkena bayangan :

Sebelah Selatan = 934,50 ft^2

Sebelah Utara = 934,50 ft^2

Luas total dinding Selatan + Utara = 1869 ft^2 .

Beban pendinginan akibat perpindahan panas melalui dinding yang terkena bayangan adalah

$$Q_w = A \cdot U_w \cdot \Delta T_e$$

$$= 1869 \times 0,36 \times 0,9$$

$$= 605,556 \text{ BTU/hr}$$

Jadi beban pendinginan total akibat perpindahan panas melalui dinding luar adalah:

$$Q \text{ Total} = 552,48 + 605,556 \text{ BTU/hr}$$

$$= 1158 \text{ BTU / hr}$$

Beban Pendinginan Akibat Perpindahan Panas Melalui Kaca

Rumus :

$$Q = (\text{luas kaca yang terkena radiasi matahari langsung}) \times (\text{intensitas puncak matahari}) \times (\text{factor koreksi total}) \times (\text{storage factor}) \text{ (Carrier, 1965, hal.30)}$$

- Faktor koreksi = 0,95

- Luas kaca yang terkena sinar matahari langsung :

1) Bagian Timur

Storage factor (Carrier, 1965, hal. 34) untuk sebelah Timur = 0,23

Luas jendela kaca = 193,5 ft²

Luas pintu = 180,96 ft²

Luas total = 374,46 ft²

intensitas puncak matahari = 14 BTU/hr ft² (Carrier, 1965, tabel 15 hal. 45)

2. Bagian Barat

Storage factor (Carrier, 1965, hal. 34)

untuk sebelah Barat = 0,33

Luas jendela kaca = 387 ft²

intensitas puncak matahari = 100 BTU/hr ft² (Carrier, 1965, tabel 15 hal. 45)

Dari data-data di atas maka :

$$Q \text{ (Timur)} = 374,46 \times 0,95 \times 0,23 \times 14$$

$$= 1145,47 \text{ BTU/hr}$$

$$Q \text{ (Barat)} = 387 \times 0,33 \times 0,95 \times 100$$

$$= 12132,45 \text{ BTU/hr}$$

Jadi beban pendinginan total akibat perpindahan panas melalui kaca adalah :

$$Q \text{ Total} = 1145,47 + 12132,45$$

$$= 13277,92 \text{ BTU/hr}$$

Beban Pendinginan Karena Infiltrasi

Rumus :

$$Q \text{ Sensible} = (\text{debit infiltrasi}) \times (\text{selisih temperature bola kering}) \times (1,03)$$

$$Q \text{ Latent} = (\text{debit infiltrasi}) \times (\text{selisih gram of moisture}) \times (0,68)$$

(Carrier, 1965, hal. 95)

Dimana :

- selisih temperatur bola kering = 17,1 °F

- selisih gram of moisture = 94 gr/lb

Debit infiltrasi dicari dengan metode crack yaitu panjang crack x cfm per ft sesuai kecepatan angin.

$$1 \text{ pintu kayu} : 8,7 \times 4,8 = 41,76 \text{ cfm}$$

sebelah Timur ada 4 pintu kayu , yang berarti $41,76 \text{ cfm} \times 4 = 167 \text{ cfm}$ (Carrier, 1965, tabel 44 hal. 96) maka didapat :

$$Q \text{ Sensible} = 167 \times 17,1 \times 1,03$$

$$= 2941,4 \text{ BTU/hr}$$

$$Q \text{ Latent} = 167 \times 94 \times 0,68$$

$$= 10674,6 \text{ BTU/hr}$$

Beban Pendinginan Karena Ventilasi

Rumus :

$$Q \text{ Sensible} = (\text{debit infiltrasi}) \times (\text{selisih temperature bola kering}) \times (1 - BF) \times (1,03)$$

$$Q \text{ Latent} = (\text{debit infiltrasi}) \times (\text{selisih gram of moisture}) \times (1 - BF) \times (0,68)$$

(Carrier, 1965, hal 96)

Dimana :

ventilasi standar untuk ruang pertemuan per orang = 50 cfm, (Carrier, 1965 tabel 45 hal. 97)

maka dengan kapasitas 500 orang debit ventilasinya adalah :

$$500 \times 50 \text{ cfm} = 25000 \text{ cfm}$$

- selisih temperature bola kering = $17,1^\circ \text{F}$

- selisih gram of moisture = 94 gr/lb

- by pass factor = 0,1

(Carrier, 1965, hal. 127)

Sehingga :

$$Q \text{ Sensible} = 25000 \times 17,1 \times (1 - 0,1) \times 1,03$$

$$= 396292,5 \text{ BTU/hr}$$

$$Q \text{ Latent} = 25000 \times 94 \times (1 - 0,1) \times 0,68$$

$$= 1438200 \text{ BTU/hr}$$

Beban Pendinginan dari Dalam Ruang (Internal Load)

1) Beban Pendinginan dari Sumber Kalor Manusia

Rumus :

$$Q \text{ Sensible} = (\text{jumlah orang}) \times (\text{sensible heat gain}) \times (\text{diversity factor})$$

$$Q \text{ Latent} = (\text{jumlah orang}) \times (\text{latent heat gain}) \times (\text{diversity factor})$$

(Carrier, 1965, hal. 99)

Dimana :

- Sensible heat gain = 223,33 BTU/hr

(Carrier, 1965, tabel 48 hal.100)

- Latent heat gain = 176,67 BTU/hr

(Carrier, 1965, tabel 48 hal. 100)

- Diversity factor = 0,9

(Carrier, 1965 tabel 14 hal. 39)

Maka beban pendinginan dari sumber kalor manusia adalah :

$$Q \text{ Sensible} = 500 \times 223,22 \times 0,9$$

$$= 100449 \text{ BTU/hr}$$

$$Q \text{ Latent} = 500 \times 176,67 \times 0,9$$

$$= 79501,5 \text{ BTU/hr}$$

2) Beban Pendinginan yang Berasal dari Lampu Penerangan

Rumus :

$$Q \text{ sensible} = (\text{heat gain}) \times (\text{storage factor}) \times (\text{diversity factor})$$

(Carrier, 1965 hal., 99)

a) Untuk Penggunaan Lampu Neon atau Fluorescent

$$\text{Heat gain} = (\text{total light watt}) \times 3,4 \times 1,25$$

$$\text{BTU / hr}$$

$$\begin{aligned}
 & (\text{Carrier, 1965 tabel 49 hal. 101}) \\
 & = (16 \times 20 \text{ watt}) \times 3,4 \times 1,25 \\
 & = 1360 \text{ BTU/hr}
 \end{aligned}$$

- Storage factor = 0,99

(Carrier, 1965 tabel 12 hal. 35)

- Diversity factor = 0,9

(Carrier, 1965 tabel 14 hal. 39)

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 Q &= 1360 \times 0,99 \times 0,9 \\
 &= 1211,76 \text{ BTU/hr}
 \end{aligned}$$

Untuk Penggunaan Lampu Pijar
(Carrier, 1965 tabel 49 hal. 101)

$$\begin{aligned}
 \text{Heat gain} &= (\text{total light watt}) \times 3,4 \\
 &= (600 \text{ watt}) \times 3,4 = 2040 \text{ BTU/hr}
 \end{aligned}$$

Jadi beban pendinginan total yang berasal dari lampu adalah :

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{Total}} &= 1360 \text{ BTU/hr} + 2040 \text{ BTU/hr} \\
 &= 3400 \text{ BTU/hr}
 \end{aligned}$$

3) Beban Pendinginan yang Berasal dari Sound System

Rumus :

$$\begin{aligned}
 Q &= (\text{total daya}) \times (0,86) \times (\text{faktor} \\
 &\quad \text{penggunaan peralatan}) \text{ Kcal/hr} \\
 & (\text{Wiranto A., 1981 hal. 31})
 \end{aligned}$$

Dimana :

total daya = 5000 watt

faktor penggunaan peralatan = $10/24 = 0,42$

(diperkirakan peralatan digunakan selama 10 jam).

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 Q &= 5000 \times 0,86 \times 0,42 \\
 &= 1806 \text{ Kcal/hr} \\
 &= 7166,67 \text{ BTU/hr}
 \end{aligned}$$

Tabel 3 : Sub total panas sensibel ruangan

No	KETERANGAN	BTU/hr
1	Panas sensibel dari atap & langit ²	26514,39
2	Panas sensibel dari dinding	1158
3	Panas sensibel dari kaca dan pintu	13277,92
4	Panas sensible dari Infiltrasi	2941,4
5	Panas sensible dari Ventilasi	396292,5
6	Panas sensibel dari manusia	100449
7	Panas sensibel dari lampu	3400
8	Panas sensibeldari sound system	7166,67
Sub total room sensible heat		551199,880

Untuk safety factor diambil = 3%.

Kerugian dan kebocoran pada saluran diperkirakan = 1%.

Panas dari fan horsepower = 3,68%.

(Carrier, 1965 hal. 110 – 112)

Jadi total persen penambahan panas sensible $3\% + 1\% + 3,68\% = 7,68\%$

Maka penambahan panasnya :

$$551199,880 \times 0,0768 = 42332,151 \text{ BTU/hr}$$

Sehingga total Room Sensible Heat (RSH) :

$$551199,880 + 42332,151 = 593532,031 \text{ BTU/hr}$$

Tabel 4 : Sub total panas latent ruangan

No	KETERANGAN	BTU/hr
1	Panas Latent dari Infiltrasi	10674,6
2	Panas Latent dari Ventilasi	1438200
3	Panas Latent dari manusia	79501,5
Sub total room Latent heat		1528376

Untuk safety factor diambil = 3%.

Kerugian dan kebocoran pada saluran = 1%.

(Carrier, 1965 hal. 110 – 112)

Sehingga :

Total persen penambahan panas latent =
 $3\% + 1\% = 4\%$

Maka penambahan panasnya :

$1528376 \text{ BTU/hr} \times 0,04 = 61135,04 \text{ BTU/hr}$

Maka Total Room Latent Heat (RLH) :

$1528376 \text{ BTU/hr} + 61135,04 \text{ BTU/hr} = 1589511,040 \text{ BTU/hr}$

Jadi Grand total heat (GTH) : RSH +
 RLH

$555433,031 \text{ BTU/hr} + 1589511,040 \text{ BTU/hr} = 2144944,071 \text{ BTU/hr}$

Apabila 1 Ton Refrigeran = 12000 BTU/hr, maka :

$$\text{GTH} = \frac{2144944,071}{12000} = 178,745 \text{ Ton Refrigeran}$$

SIMPULAN DAN SARAN:

Simpulan

1) Perhitungan beban kalor di dalam ruangan yang akan dikondisikan udaranya merupakan hal yang harus dilakukan agar bisa direncanakan sistim pengkondisian udara yang seefisien mungkin .

2) Posisi geometris dari gedung yang direncanakan adalah hal mutlak harus diketahui guna menentukan kondisi udara luar secara psikometris .

3) Bulan perancangan haruslah ditetapkan pada bulan terpanas dalam satu tahun

DAFTAR PUSTAKA

- Holman, J.P., 1984, *Perpindahan Kalor*, Erlangga, Jakarta Pusat
- Carrier, 1965, *Handbook of air Conditioning System Design*, Carrier Air Conditioning company